

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2003-49691

(P2003-49691A)

(43)公開日 平成15年2月21日(2003.2.21)

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テームト <sup>*</sup> (参考)	
F 0 2 D 43/00	3 0 1	F 0 2 D 43/00	3 0 1 B	3 G 0 1 9
			3 0 1 A	3 G 0 2 2
			3 0 1 G	3 G 0 8 4
			3 0 1 U	3 G 0 9 2
13/02		13/02	L	3 G 3 0 1
審査請求 未請求 請求項の数8 O L (全 11 頁) 最終頁に続く				

(21)出願番号 特願2001-235101(P2001-235101)

(22)出願日 平成13年8月2日(2001.8.2)

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 山口 浩一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(72)発明者 平谷 康治

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(74)代理人 100078330

弁理士 笹島 富二雄

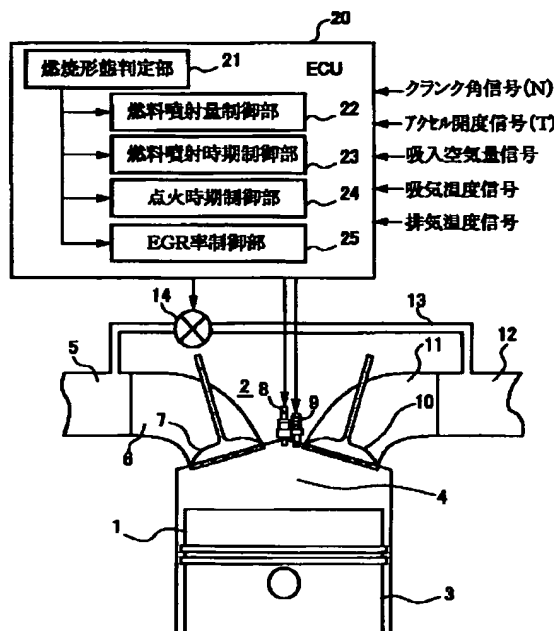
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 自己着火式エンジンの制御装置

(57)【要約】

【課題】 ノッキング及び不安定燃焼を回避しつつ、圧縮自己着火燃焼運転領域を拡大し、燃費向上、NO<sub>x</sub>低減を図る。

【解決手段】 直噴式の燃料噴射弁8を備え、圧縮行程中の2回目の燃料噴射と、それ以前に終了する1回目の燃料噴射とを行い、2回目の燃料噴射により生成される混合気点火プラグ9で火花点火することで1段目の火花点火燃焼を行い、該燃焼による温度圧力上昇により周囲の混合気が圧縮自己着火することで2段目の燃焼を行う。この場合に、高回転ほど、また、低負荷ほど2回目の燃料噴射割合を大きくすると共に噴射時期を進角させることで、該噴射で形成される混合気の火花点火燃焼の発熱量を増大させて、引き続き圧縮自己着火燃焼を確実に行わせると共に、該圧縮自己着火燃焼の時期を適正に制御する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】燃焼室内に直接燃料を噴射する燃料噴射弁と、点火プラグとを備え、燃焼室のほぼ全域に比較的希薄な混合気を形成する第1の燃料噴射と、前記点火プラグの周囲に比較的濃い混合気を形成する第2の燃料噴射とを行い、濃い混合気を前記点火プラグによる火花点火とそれに引き続く火炎伝播で燃焼させ、当該燃焼に伴う燃焼室内圧力と温度の上昇によって希薄な混合気を圧縮自己着火燃焼させる自己着火式エンジンの制御装置において、

エンジン運転条件に応じて火花点火燃焼による発熱量と熱発生時期とを制御することを特徴とする自己着火式エンジンの制御装置。

【請求項2】エンジン回転速度の上昇に伴い、全噴射量に対する前記第2の燃料噴射の噴射量割合を増加させると共に、前記火花点火の時期を進角させることを特徴とする請求項1に記載の自己着火式エンジンの制御装置。

【請求項3】エンジン回転速度の上昇に伴い、全噴射量に対する前記第2の燃料噴射の噴射量割合を増加させると共に、前記火花点火に引き続いて生じる火炎伝播燃焼の火炎伝播速度を増大させることを特徴とする請求項1に記載の自己着火式エンジンの制御装置。

【請求項4】エンジン負荷の低下に伴い、全噴射量に対する前記第2の燃料噴射の噴射量割合を増加させると共に、前記火花点火の時期を進角させることを特徴とする請求項1～請求項3のいずれか1つに記載の自己着火式エンジンの制御装置。

【請求項5】エンジン負荷の低下に伴い、全噴射量に対する前記第2の燃料噴射の噴射量割合を増加させると共に、前記火花点火に引き続いて生じる火炎伝播燃焼の火炎伝播速度を増大させることを特徴とする請求項1～請求項3のいずれか1つに記載の自己着火式エンジンの制御装置。

【請求項6】前記火花点火を行う時期における濃い混合気の空燃比を変化させることにより火炎伝播速度を変化させることを特徴とする請求項3または請求項5に記載の自己着火式エンジンの制御装置。

【請求項7】燃焼室内のガス流動の強さを変化させることにより火炎伝播速度を変化させることを特徴とする請求項3または請求項5に記載の自己着火式エンジンの制御装置。

【請求項8】前記点火プラグを1気筒につき複数個配置し、点火点数を変化させることにより火炎伝播速度を変化させることを特徴とする請求項3または請求項5に記載の自己着火式エンジンの制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えば自動車用ガソリンエンジンのような4サイクル型の自己着火式エンジンにおいて、圧縮自己着火燃焼のための2回の燃料噴

射、及び点火により、所望の燃焼時期を得る自己着火式エンジンの制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】圧縮自己着火燃焼は、燃焼室の多点で燃焼が開始されるため燃焼速度が速く、通常の火花点火燃焼に比べてリーンな空燃比において安定燃焼が得られることから、燃料消費率の向上が可能である。また、リーンな空燃比により燃焼温度が低下することから、排気中のNO<sub>x</sub>排出量を大幅に低減できる。

10 【0003】しかしながら、従来の自己着火式エンジンでは、燃焼開始時期はピストンの圧縮による温度、圧力変化によって進行する燃料の予反応速度に支配されていた。このため、圧縮自己着火燃焼において、適切な着火時期が得られる運転条件は、ごく限られたエンジン回転速度、負荷範囲に限られ、それ以外の運転条件においてはノッキングあるいは不安定燃焼が発生し、またノッキングに至らない場合でも、急激な圧力上昇により過大な燃焼騒音が発生するという問題点があった。

20 【0004】このような問題点に対し、自己着火式エンジンの着火時期を任意に制御する方法として、特開平10-196424号公報に示されるように、吸気通路内に噴射した燃料と吸入した空気とを混合し、シリンダ内に供給した混合気の一部に火花点火し、その燃焼により混合気全体の圧力、温度を上昇させ、残る混合気の圧縮自己着火を発生させる技術がある。

## 【0005】

30 【発明が解決しようとする課題】しかしながら、前記特開平10-196424号公報に示される自己着火式エンジンの方式によっても、圧縮自己着火燃焼運転領域は、吸気通路内で形成し、シリンダ内に供給した混合気が、上死点前では圧縮自己着火しない条件を満たすエンジン回転速度、負荷範囲に限られるという問題点があった。

40 【0006】すなわち、高回転時は、予反応時間が不足して圧縮自己着火燃焼が不安定となり、また、圧縮自己着火燃焼が行われる実時間が減少するので負荷も高くなって総発熱量が増大すると単位時間当たりの圧力上昇率が大きく増加し、ノッキングが発生しやすくなる。一方、低負荷時は、混合気のリーン化に起因して圧縮自己着火燃焼が不安定となる。

50 【0007】本発明は、かかる問題点に鑑みため、エンジン運転状態に応じて燃焼時期を最適に制御して、ノッキング及び不安定燃焼を回避しつつ、圧縮自己着火燃焼運転領域を拡大することで、大幅な燃料消費率向上及びNO<sub>x</sub>排出量低減が可能な自己着火式エンジンの制御装置を提供することを目的とする。

## 【0008】

【課題を解決するための手段】このため、請求項1に係る発明は、燃焼室内に直接燃料を噴射する燃料噴射弁と、点火プラグとを備え、燃焼室のほぼ全域に比較的希

薄な混合気を形成する第1の燃料噴射と、前記点火プラグの周囲に比較的濃い混合気を形成する第2の燃料噴射とを行い、濃い混合気を前記点火プラグによる火花点火とそれに引き続く火炎伝播で燃焼させ、当該燃焼に伴う燃焼室内圧力と温度の上昇によって希薄な混合気を圧縮自己着火燃焼させる自己着火エンジンの制御装置において、エンジン運転条件に応じて火花点火燃焼による発熱量と熱発生時期とを制御することを特徴とする。

【0009】請求項1に係る発明によると、エンジン運転条件に応じて火花点火燃焼による発熱量と熱発生時期とを制御することにより、火花点火に引き続く圧縮自己着火燃焼を確実に行わせると共に、圧縮自己着火燃焼が行われるクランク角期間を適正にして、圧縮自己着火燃焼を安定させノッキングも回避することができ、これにより、圧縮自己着火燃焼運転領域が拡大され、燃費向上及びNO<sub>x</sub>排出量低減が可能となる。

【0010】また、請求項2に係る発明は、エンジン回転速度の上昇に伴い、全噴射量に対する前記第2の燃料噴射の噴射量割合を増加させると共に、前記火花点火の時期を進角させることを特徴とする。請求項2に係る発明によると、圧縮自己着火燃焼が不安定となる高回転時に全噴射量に対する前記第2の燃料噴射の噴射量割合を増加させることで、火花点火による発熱量を増加し、引き続き圧縮自己着火燃焼を確実に行わせることが可能となる。また、その際の火花点火燃焼期間の増加に対し、火花点火の時期を進角させることで、回転速度の上昇によらずほぼ一定の燃焼時期、すなわち、圧縮自己着火燃焼により急激な圧力上昇を引き起こすことなく、かつ、圧縮自己着火燃焼期間中にピストンが下降することによる不完全燃焼を生じない適切な燃焼時期において圧縮自己着火燃焼を行わせることができる。

【0011】その結果、ノッキング及び不安定な燃焼を防止しつつ、より、広い範囲の回転速度域において圧縮自己着火燃焼運転を行わせることができる。また、請求項3に係る発明は、エンジン回転速度の上昇に伴い、全噴射量に対する前記第2の燃料噴射の噴射量割合を増加させると共に、前記火花点火に引き続いて生じる火炎伝播燃焼の火炎伝播速度を増大させることを特徴とする。

【0012】請求項3に係る発明によると、前述の請求項2の効果に加え、火花点火による火炎伝播燃焼の燃焼速度を増大させることで、点火時期を進めることなく、適切な燃焼時期に圧縮自己着火燃焼を行わせることができる。このため、点火時期を進めた場合の火花点火燃焼部が高温に保たれる期間の増加におけるNO<sub>x</sub>生成量増加を防止し、該NO<sub>x</sub>排出量低減効果より、ノッキング及び不安定燃焼を防止しつつ、より広い範囲の回転速度域において圧縮自己着火燃焼運転が可能となる。

【0013】また、請求項4に係る発明は、エンジン負荷の低下に伴い、全噴射量に対する前記第2の燃料噴射の噴射量割合を増加させると共に、前記火花点火の時期

を進角させることを特徴とする。請求項4に係る発明によると、低負荷時は、混合気のリーン化に起因して圧縮自己着火燃焼が不安定となる傾向があるが、全噴射量に対する前記第2の燃料噴射の噴射量割合を増加させることで火花点火燃焼による発熱量を増加し、引き続き圧縮自己着火燃焼を確実に行わせることが可能となる。また、その際の火花点火燃焼期間の増加に対し、火花点火の時期を進角させることで、前述した高回転時と同様、圧縮自己着火燃焼により急激な圧力上昇を引き起こすことなく、かつ、不完全燃焼を生じない適切な燃焼時期において圧縮自己着火燃焼を行わせることができる。

【0014】また、請求項5に係る発明は、エンジン負荷の低下に伴い、全噴射量に対する前記第2の燃料噴射の噴射量割合を増加させると共に、前記火花点火に引き続いて生じる火炎伝播燃焼の火炎伝播速度を増大させることを特徴とする。請求項5に係る発明によると、前述の請求項4の効果に加え、火花点火による火炎伝播燃焼の燃焼速度を増大させることで、点火時期を進めることなく、適切な燃焼時期に圧縮自己着火燃焼を行わせることができる。このため、請求項3で説明したようにNO<sub>x</sub>排出量低減効果が高められることにより、ノッキング及び不安定燃焼を防止しつつ、圧縮自己着火燃焼運転が拡大する。

【0015】また、請求項6に係る発明は、前記火花点火を行う時期における濃い混合気の空燃比を変化させることにより火炎伝播速度を変化させることを特徴とする。請求項6に係る発明によると、例えば、第2の燃料噴射の終了から点火までのクランク角間隔を短縮したり、噴射圧力を高めたりして、点火までの燃料噴霧の拡散期間を短縮させて火花点火に関わる混合気をリッチ化すれば、燃焼速度が増大する。

【0016】また、請求項7に係る発明は、燃焼室内のガス流動の強さを変化させることにより火炎伝播速度を変化させることを特徴とする。請求項7に係る発明によると、点火時期において火花点火に関わる混合気の乱れを増大し、1段目の燃焼速度を増大させることができる。その結果、圧縮自己着火燃焼開始時期の制御が精度良く行われ、ノッキング及び安定性低下を防止しつつ、圧縮自己着火燃焼運転領域を拡大できる。

【0017】また、請求項8に係る発明は、前記点火プラグを1気筒につき複数個配置し、点火点数を変化させることにより火炎伝播速度を変化させることを特徴とする。請求項8に係る発明によると、複数の点火プラグにより点火を行うことで1段目の燃焼速度を増大させることができる。その結果、圧縮自己着火燃焼開始時期の制御が精度良く行われ、ノッキング及び安定性低下を防止しつつ、圧縮自己着火燃焼運転領域を拡大できる。

【0018】

【発明の実施の形態】以下に本発明を自己着火式エンジンである4サイクル型の自動車用ガソリンエンジンに適

用した実施形態を図面に基づいて説明する。図1は本発明に係る自己着火式エンジンの第1実施形態の構成を示すシステム図である。

【0019】シリンダ1、シリンダヘッド2及びピストン3により画成される燃焼室4には、図示しないスロットル弁の制御を受けた空気が、吸気通路を構成する吸気マニフォールド5及び吸気ポート6より、吸気弁7の開時に吸入される。シリンダヘッド2には、燃焼室4の上側の略中心部に位置させて、燃焼室4内に直接燃料を噴射するように燃料噴射弁8が取り付けられると共に、火花

点火用の点火プラグ9が取り付けられている。

【0020】燃焼後の排気は、排気弁10の開時に、排気通路を構成する排気ポート11及び排気マニフォールド12より排出される。また、筒内にEGRガスを導入する手段として、排気マニフォールド12より排気の一部を吸気マニフォールド5に混流するEGR通路13が設けられ、このEGR通路13にはEGR量（EGR率）を調整可能なEGR制御弁14が介装されている。

【0021】エンジン制御用の電子制御装置（エンジンコントロールユニット；以下ECUという）20は、マイクロコンピュータを内蔵しており、これには、クランク角センサ（図示せず）からのクランク角信号（これによりエンジン回転速度Nを検出可能）、アクセル開度センサ（図示せず）からのアクセル開度信号（これによりエンジン負荷Tを検出可能）が入力され、更に、エアフローメータ（図示せず）からの吸入空気量信号、吸気温度センサ（図示せず）からの吸気温度信号、排気温度センサ（図示せず）からの排気温度信号等も入力されている。

【0022】ECU20は、これらの入力信号に基づいて、燃料噴射弁8、点火プラグ9、EGR制御弁14の作動を制御する。特に、このエンジンでは、運転条件に応じた燃焼制御を行うため、ECU20は、運転条件に応じて火花点火燃焼と圧縮自己着火燃焼（火花点火圧縮自己着火燃焼）とのいずれの燃焼形態で運転を行うかを判断する燃焼形態判断部21を備えると共に、その判定結果に従って燃焼パラメータを各燃焼形態にて最適となるように制御する燃料噴射量制御部22、燃料噴射時期制御部23、点火時期制御部24、EGR率制御部25を備えている。但し、これらはマイクロコンピュータのプログラムとして実現される。

【0023】次に、本実施形態での燃焼制御について説明する。前記構成のもと、本実施形態では、エンジン回転速度、負荷の運転条件に応じて、火花点火燃焼と圧縮自己着火燃焼とを切換可能となっており、図2に示すように、エンジン回転速度Nと負荷Tとによる特定の運転領域（低中回転・低中負荷領域）において圧縮自己着火燃焼を行い、それ以外の運転領域においては火花点火燃焼を行う。

【0024】圧縮自己着火燃焼においては、圧縮行程中の燃料噴射（第2の燃料噴射）と、該燃料噴射開始以前

に終了する燃料噴射（第1の燃料噴射）とを含む1サイクル中に2回の燃料噴射を行い、2回目の燃料噴射（第2の燃料噴射）により生成される混合気に火花点火することで1段目の燃焼を行い、1段目の燃焼による燃焼室内の温度圧力上昇により周囲の混合気が圧縮自己着火することで2段目の燃焼を行う。

【0025】図3には圧縮自己着火燃焼時のクランク角度に対する筒内圧力の変化の例を示している。図中の1回目の筒内圧ピークが1段目の燃焼（火花点火燃焼）に対応し、2回目の筒内圧ピークが2段目の燃焼（圧縮自己着火燃焼）に対応する。圧縮自己着火燃焼においては、図4に示すように、圧力上昇率とノッキング強度とは相関があり、圧力上昇率が大きくなるとノッキング強度が強くなることが明らかとなっている。尚、図中の圧力上昇率 $dP/dt_{max}$ は1サイクル中の最大圧力上昇率である。

【0026】また、図5に示すように、燃焼期間の増大に伴い、燃焼期間中にピストンが下降することにより燃焼が不完全となり、燃焼効率（投入した燃料の発熱量に対する、実際に燃焼した燃料の発熱量の比）が低下することが明らかとなっている。尚、図中の燃焼期間 $\theta_{10-90}$ は、燃焼室内に噴射された燃料の10%が燃焼したクランク角度から同燃料の90%が燃焼したクランク角度までの期間であり、燃焼期間を表す1パラメータである。

【0027】従って、燃焼効率を低下させないために一定クランク角以内で燃焼を完了させる場合に、燃焼が行われる実時間が減少し単位時間当たりの圧力上昇率が増加する高回転時、及び総発熱量が増加し単位時間当たりの圧力上昇率が増加する高負荷時ほど、ノッキングが起り易く、圧縮自己着火運転領域の拡大を困難としている。

【0028】図6にはエンジン回転速度N及び負荷Tと燃焼時期 $\theta_{50}$ とに対する圧力上昇率 $dP/dt_{max}$ の関係を示している。 $\theta_{50}$ は燃焼室内に噴射された燃料の50%が燃焼したクランク角度であり、燃焼時期を表す1パラメータである。この図からわかるように、同じ回転速度あるいは同じ負荷であれば、燃焼時期を上死点から遅角するほど、圧力上昇率は低下する。これはピストンが下降する時に燃焼が行われるため、ピストン下降による圧力の低下によって燃焼時の圧力上昇率が抑えられるからである。

【0029】本実施形態においては、燃焼室内に噴射された燃料の50%が燃焼したクランク角度で表す燃焼時期 $\theta_{50}$ を上死点後とし、図7に示すように、エンジン回転速度Nの上昇あるいは負荷Tによらずほぼ一定の燃焼時期となるよう、好ましくは低回転高負荷ほど遅らせるよう制御することで、ノッキングを防止する。その結果、圧縮自己着火燃焼運転領域の拡大が可能となる。

【0030】そのため、エンジンの運転条件に応じて、

適切な燃焼時期（2段目の燃焼の開始時期）が得られるように、2回目の燃料噴射時期、1段目の燃焼を開始する点火時期、1回目の燃料噴射（第1の燃料噴射）と2回目の燃料噴射（第2の燃料噴射）との噴射量割合（全噴射量に対する2回目の噴射量割合）、EGR率のうち、少なくとも1つを以下のように制御する。

【0031】図8にエンジン回転速度N及び負荷Tに対する2回目の燃料噴射量割合の特性を示す。この図のように全噴射量に対する2回目の燃料噴射量割合をエンジン回転速度上昇に伴い増加させることで、火花点火燃焼の発熱量を増加し、引き続き圧縮自己着火燃焼の回転速度上昇に伴う燃料の予反応時間の不足に起因する安定性低下を防止できる。また、全噴射量に対する2回目の燃料噴射量割合をエンジン負荷の低下に伴い増加させることで、火花点火燃焼の発熱量を増加し、引き続き圧縮自己着火燃焼の燃焼に関与する混合気のリーン化に起因する安定性低下を防止できる。

【0032】図9にエンジン回転速度N及び負荷Tに対する点火時期IGTの特性を示す。前述のように、全噴射量に対する2回目の燃料噴射量割合をエンジン回転速度N上昇及び負荷T低下に伴い増加させるよう制御される。この場合、その際の火花点火燃焼期間の増大に対応し、この図のように点火時期IGTを進ませることで、エンジン回転速度N及び負荷Tによらずほぼ一定の燃焼時期、すなわち、圧縮自己着火燃焼により急激な圧力上昇を引き起こすことなく、かつ圧縮自己着火燃焼期間中にピストンが下降することによる不完全燃焼を生じない適切な燃焼時期において圧縮自己着火燃焼を行わせることができる。その結果、ノッキング及び不安定燃焼を防止できる。

【0033】図10にエンジン回転速度N及び負荷Tに対する2回目の燃料噴射時期IT2の特性を示す。2回目の燃料噴射時期IT2を、エンジン回転速度上昇及び負荷低下に伴い、すなわち点火時期IGTの進角に伴い、進ませることで、点火時期において火花点火燃焼に関わる混合気濃度を適正範囲に制御し、着火安定性の低下を防止することで、圧縮自己着火燃焼開始時期の制御が精度良く行われる。

【0034】ディーゼル燃料に比べてセタン価が低いガソリンのような燃料を用いて圧縮自己着火燃焼を行うためには、混合気の昇温による着火性向上が有効である。そこで、本実施形態では、EGRガスにより筒内温度を昇温させる。図11にエンジン回転速度N及び負荷Tに対するEGR率の特性を示す。この図のようにエンジン回転速度上昇に伴いEGR率を増加し、昇温によって混合気の着火性を向上させることで燃料の予反応時間の不足に起因する圧縮自己着火燃焼の安定度低下を防止できる。また、低負荷ほどEGR率を増加することで、混合気のリーン化に起因する圧縮自己着火燃焼の安定度低下を防止できると共に、負荷上昇に伴いEGR率を減少す

ることで、ノッキングを防止できる。

【0035】尚、図12にはEGR率と排気温度とに対するEGR制御弁開度の特性を示している。目標とするEGR率が大きくなるほど、EGR制御弁開度を大きくすることは当然であるが、排気温度により筒内温度を間接的に検出し、排気温度が低くなるに従って、筒内温度上昇のためEGR制御弁開度を大側に補正し、逆に排気温度が高くなるに従って、EGR制御弁開度を小側に補正している。尚、排気温度に代えて、吸気温度を用いるようにしてもよい。

【0036】以上に基づいて行われる本実施形態での燃焼制御の流れをフローチャートにより説明する。図13は燃焼制御ルーチンのフローチャートであり、所定時間毎又は所定クランク角毎に実行される。S101では、エンジン回転速度N、負荷Tを検出する。

【0037】S102では、図2のマップに基づき、エンジン回転速度Nと負荷Tとから、火花点火燃焼運転領域であるか、圧縮自己着火燃焼運転領域であるか、燃焼形態を判断する。火花点火燃焼を行うと判断された場合は、S103に進み、通常の火花点火燃焼の制御を行う。一方、圧縮自己着火燃焼を行うと判断された場合は、S104～S110に示す圧縮自己着火燃焼の制御を行う。以下、この圧縮自己着火燃焼の制御について説明する。

【0038】S104では、図11のマップに基づき、エンジン回転速度Nと負荷Tとから、EGR率を算出する。ここで、EGR率は、回転速度Nの増大に伴って大きく、また負荷Tの増大に伴って小さく設定される。S105では、排気温度を検出する。S106では、図12のマップに基づき、EGR率と排気温度とから、EGR制御弁開度を算出し、制御する。ここで、EGR制御弁開度は、EGR率の増大に伴って大きく、排気温度の上昇に伴って小さく設定される。但し、EGR率による燃焼時期制御を行わない場合は、これらS104～S106は省略される。

【0039】S107では、図8のマップを用いて、1回目の燃料噴射量 $q_1$ 、2回目の燃料噴射量 $q_2$ を算出する。詳しくは、先ず、図8のマップに基づき、エンジン回転速度Nと負荷Tとから、全噴射量 $q$ に対する2回目の噴射量割合 $M$ を算出する。ここで、2回目の噴射量割合 $M$ は、回転速度Nの増大及び負荷Tの低下に伴って大きく設定される。そして、1回目の燃料噴射量 $q_1$ ＝全噴射量 $q \times (1 - M)$ 、2回目の燃料噴射量 $q_2$ ＝全噴射量 $q \times M$ として、算出する。尚、全噴射量 $q$ は吸入空気量、エンジン回転速度、目標空燃比等から周知の方法で算出される。

【0040】S108では、1回目の燃料噴射時期IT1を算出する。ここで、1回目の燃料噴射時期IT1を算出する。ここで、1回目の燃料噴射時期IT1は、吸気行程中に噴射されてもよく、エンジン回転速度Nと負

荷Tとからマップに基づき算出されてもよい。S109では、図10のマップに基づき、エンジン回転速度Nと負荷Tとから、2回目の燃料噴射時期IT2を算出する。ここで、2回目の燃料噴射時期IT2は、回転速度Nの増大及び負荷Tの低下に伴って進角側に設定される。ここで、図10のマップを、2回目の噴射終了から点火までのクランク角間隔を、回転速度Nの増大および負荷Tの低下に伴って、すなわち全噴射量に対する2回目の燃料噴射量割合の増加に伴って、短縮するように設定してもよい。

【0041】S110では、図9のマップに基づき、エンジン回転速度Nと負荷Tとから、点火時期IGTを算出する。ここで、点火時期Tは、回転速度Nの増大及び負荷Tの低下に伴って進角側に設定される。このように制御することで、エンジン回転速度及び負荷に応じた最適な時期に燃焼を行うことができる。ここで、S104～S110の部分で圧縮自己着火燃焼時にエンジン回転速度及び負荷に応じて2段目の燃焼（圧縮自己着火燃焼）の開始時期を制御する手段に相当する。

【0042】次に、本発明の第2実施形態について説明する。図14は本発明に係る自己着火式エンジンの第2実施形態の構成を示すシステム図である。第2の実施形態（図14）の構成は第1の実施形態（図1）の構成に対して、吸気行程中に筒内に生成されるスワール速度を制御するスワール流生成手段を有している点が異なる。すなわち、図1における吸気マニホールド5に、吸気通路を開閉可能でありその開度を任意に調整可能なスワール制御弁15が介装され、ECU20にガス流動制御部26を備えている。

【0043】そして、このガス流動制御部26により、エンジン回転速度N及び負荷Tに応じてスワール速度を制御することで、点火時期において火花点火燃焼に関わる混合気の乱れを制御し、1段目の燃焼速度の制御を行う。尚、筒内ガス流動制御手段としてスワール制御弁の代わりに、その他の筒内ガス流動制御手段例えばタンブル制御弁を用いてもよい。

【0044】また、第2実施形態では、第1実施形態と異なり、燃料噴射弁8が、燃焼室4の周辺部に直接燃料を噴射するように、シリンダヘッド2に取り付けられている。尚、第1実施形態においても燃料噴射弁8を吸気側に設けるよう構成しても良く、逆に第2実施形態において、第1実施形態と同様に、燃料噴射弁8を燃焼室4の上側の略中心部に位置させても良い。

【0045】図15にエンジン回転速度Nと負荷Tに対するスワール比（スワール速度とエンジン回転速度の比）の特性を示す。この図のように、スワール比をエンジン回転速度上昇及び負荷低下に伴い、すなわち全噴射量に対する2回目の燃料噴射量割合の増加に伴い、増加させることで、1段目の燃焼（火花点火燃焼）速度を増大させることが可能である。1段目の燃焼速度を増大させる

ことで、点火時期を進めることなく、適切な燃焼時期において圧縮自己着火燃焼を行わせることができる。このため、点火時期を進めた場合の火花点火燃焼部が高温に保たれる期間の増加によるNOx生成量増加を防止し、NOx排出量を大幅に低減し、ノッキング及び不安定燃焼を防止しつつ、より広い範囲のエンジン回転速度において圧縮自己着火燃焼運転が可能となる。

【0046】以上に基づいて行われる本実施形態での燃焼制御の流れをフローチャートにより説明する。図17は燃焼制御ルーチンのフローチャートであり、所定時間毎又は所定クランク角毎に実行される。S201～S206は、第1実施形態のフロー（図13）と同じであり、エンジン回転速度N、負荷Tを検出し、燃焼形態を判断し、火花点火燃焼を行うと判断された場合は、通常の火花点火燃焼の制御を行い、圧縮自己着火燃焼を行うと判断された場合は、通常に火花点火燃焼の制御を行い、圧縮自己着火燃焼を行うと判断された場合は、EGR率を算出し、排気温度を検出し、EGR制御弁開度を算出して制御する。

【0047】S207では、図15のマップ及び図16に特性を示すスワール制御弁開度とスワール比のマップに基づき、エンジン回転速度Nと負荷Tとから、スワール制御弁開度を算出する。ここで、スワール比は、回転速度Nの増大及び負荷Tの低下に伴って大きく設定される。S208～S211は、第1実施形態のフロー（図13）のS107～S110と同じであり、1回目の燃料噴射量q1、2回目の燃料噴射量q2、点火時期IGTを算出して、制御する。

【0048】このように制御することで、エンジン回転速度及び負荷に応じた最適な時期に燃焼を行うことができる。ここで、S204～S211の部分で圧縮自己着火燃焼時にエンジン回転速度及び負荷に応じて2段目の燃焼（圧縮自己着火燃焼）の開始時期を制御する手段に相当する。次に、本発明の第3実施形態について説明する。

【0049】図18は、本発明に係る自己着火式エンジンの第3実施形態の構成を示すシステム図である。第3実施形態（図18）の構成は、第1の実施形態（図1）の構成に対して、火花点火用の点火プラグが複数設けられている点が異なる。すなわち、図1におけるシリンダヘッド2に、火花点火用の点火プラグ9が複数取り付けられ、ECU20に点火点数制御部27を備えている。

【0050】そして、この点火点数制御部27により、エンジン回転速度N及び負荷Tに応じて火花点火を行う点火点数を制御することで、1段目の燃焼制御を行う。また、第3実施形態では、第1および第2実施形態と異なり、燃焼室4内に直接燃料を噴射するようにシリンダヘッド2に取り付けられた燃料噴射弁8に加え、吸気マニホールド5に、吸気マニホールド5及び吸気ポート6により構成される吸気通路に燃料を噴射する燃料噴射弁

16が取り付けられている。

【0051】そして、この吸気通路への燃料噴射弁16により1回目の燃料噴射を行い、シリンダヘッド2に取り付けられた燃料噴射弁8により2回目の燃料噴射を行うよう制御する。尚、第1あるいは第2実施形態においても吸気通路に燃料を噴射する燃料噴射弁16を吸気マニホールドに設けるようにしてもよく、逆に第3実施形態において、第1あるいは第2実施形態と同様に燃焼室4内に直接燃料を噴射するようにシリンダヘッド2に取り付けられている燃料噴射弁8のみを設けるように構成してもよい。

【0052】図19にエンジン回転速度Nと負荷Tに対する火花点火に用いる点火点数の特性を示す。この図のように、エンジン高回転低負荷域において、すなわち全噴射量に対する2回目に燃料噴射量割合を増加させる運転領域において、多点火を行うことで、1段目の燃焼（火花点火燃焼）速度を増大させることが可能である。1段目の燃焼速度を増大させることで、点火時期を進めることなく、適切な燃焼時期において圧縮自己着火燃焼を行わせることができる。その結果、NOx排出量を大幅に低減し、ノッキング及び不安定燃焼を防止しつつ、より広い範囲のエンジン回転速度において圧縮自己着火燃焼運転が可能となる。

【0053】以上に基いて行われる本実施形態での燃焼制御の流れをフローチャートにより説明する。図20は燃焼制御ルーチンのフローチャートであり、所定時間毎又はクランク角毎に実行される。S301～S309は、第1実施形態のフロー（図13）のS101～S109と同じである。

【0054】S310では、図19のマップに基づき、エンジン回転速度Nと負荷Tとから、点火点数を算出する。ここで、点火点数は、エンジン高回転低負荷域において点火点数を増加させるよう設定される。S311は、第1実施形態のフロー（図13）のS110と同じであり、点火時期IGTを算出して、制御する。

【0055】このように、制御することで、エンジン回転速度及び負荷に応じた最適な時期に燃焼を行うことができる。ここで、S304～S311の部分が圧縮自己着火燃焼時にエンジン回転速度及び負荷に応じて2段目の燃焼（圧縮自己着火燃焼）の開始時期を制御する手段に相当する。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の第1実施形態を示すエンジンのシステム図

【図2】 圧縮自己着火燃焼を行う運転領域を示す図

【図3】 圧縮自己着火燃焼時の筒内圧力の変化を示す図

【図4】 圧力上昇率とノッキング強度との関係を示す図

【図5】 燃焼期間と燃焼効率との関係を示す図

【図6】 回転速度、負荷、燃焼時期と圧力上昇率との関係を示す図

【図7】 回転速度及び負荷に対する好ましい燃焼時期を示す図

【図8】 回転速度及び負荷に対する2回目の燃料噴射時期の特性図

【図9】 回転速度及び負荷に対する点火時期の特性図

【図10】 回転速度及び負荷に対する2回目の燃料噴射時期の特性図

【図11】 回転速度及び負荷に対するEGR率の特性図

【図12】 EGR率及び排気温度に対するEGR制御弁開度の特性図

【図13】 第1実施形態での燃焼制御のフローチャート

【図14】 本発明の第2実施形態を示すエンジンのシステム図

【図15】 回転速度及び負荷に対するスワール比の特性図

【図16】 スワール比に対するスワール制御弁開度の特性図

【図17】 第2実施形態での燃焼制御のフローチャート

【図18】 本発明の第3実施形態を示すエンジンのシステム図

【図19】 回転速度及び負荷に対する点火点数の特性図

【図20】 本発明の第3実施形態を示すエンジンのシステム図

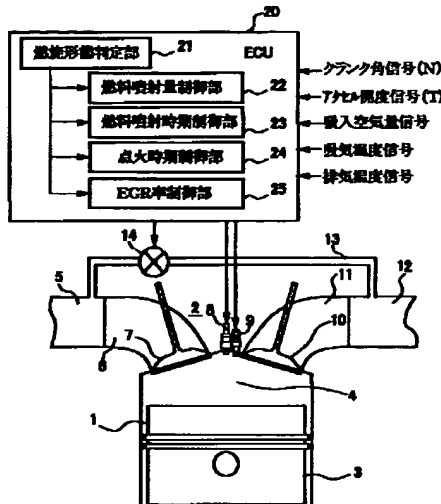
【符号の説明】

- 1 シリンダ
- 2 シリンダヘッド
- 3 ピストン
- 4 燃焼室
- 5 吸気マニホールド
- 6 吸気ポート
- 7 吸気弁
- 8 燃料噴射弁
- 9 点火プラグ
- 10 排気弁
- 11 排気ポート
- 12 排気マニホールド
- 13 EGR通路
- 14 EGR制御弁
- 15 スワール制御弁
- 16 吸気通路へ燃料噴射する燃料噴射弁
- 20 ECU
- 21 燃焼形態判断部
- 22 燃料噴射量制御部
- 23 燃料噴射時期制御部

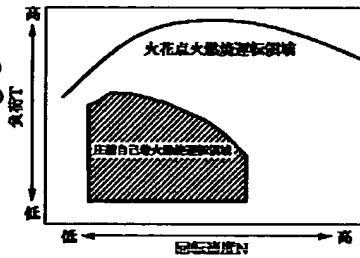
24 点火時期制御部  
25 EGR率制御部

26 ガス流動制御部  
25 点火点数制御部

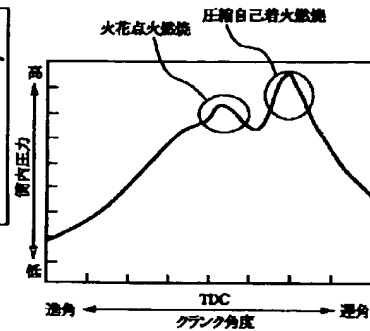
【図1】



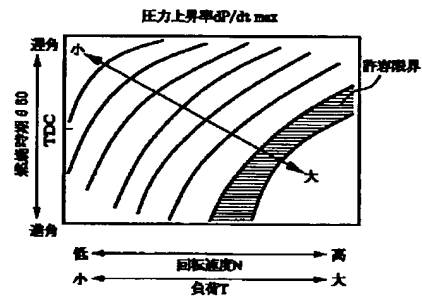
【図2】



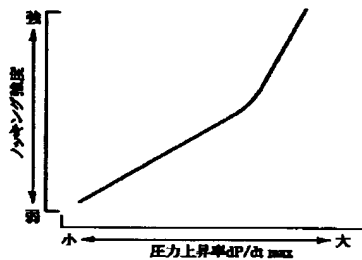
【図3】



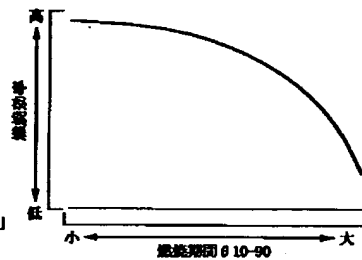
【図6】



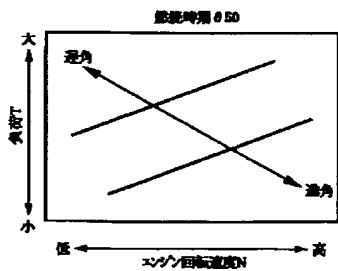
【図4】



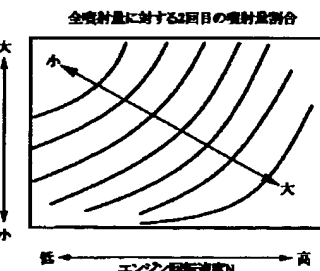
【図5】



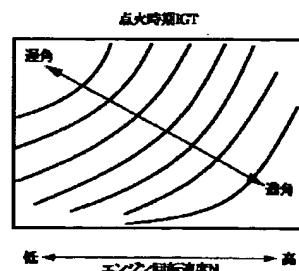
【図7】



【図8】

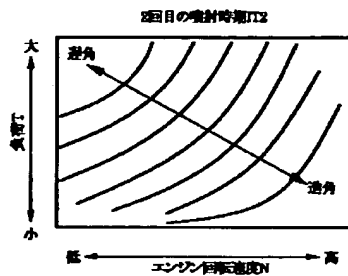


【図9】

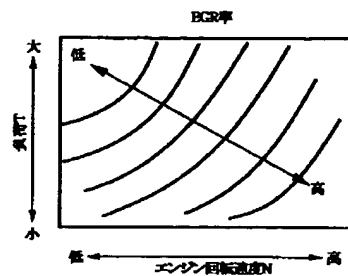




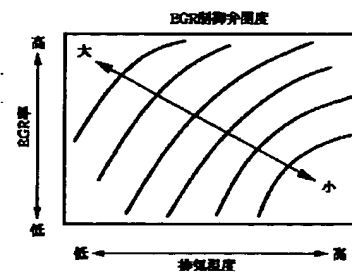
【図10】



【図11】

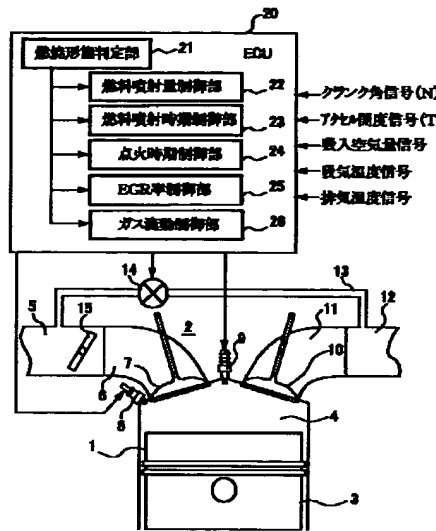
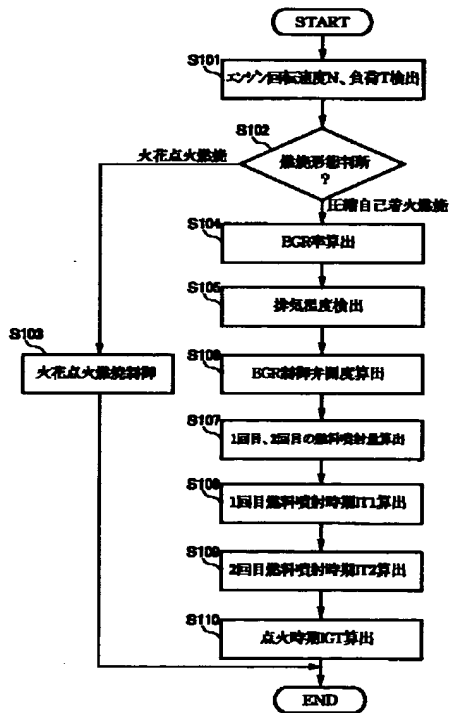


【図12】

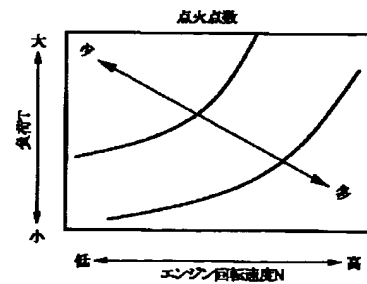


【図14】

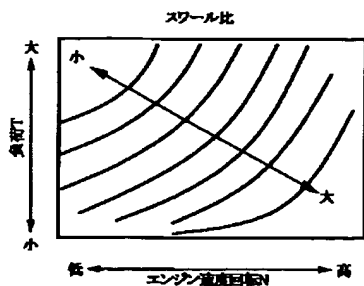
【図13】



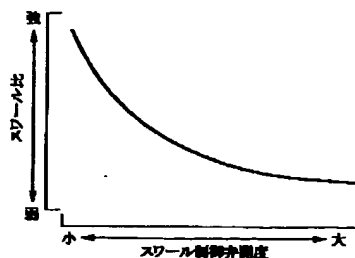
【図19】



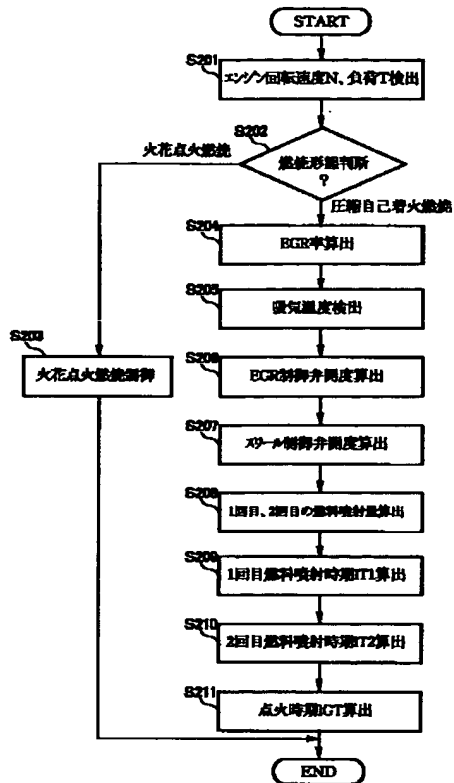
【図15】



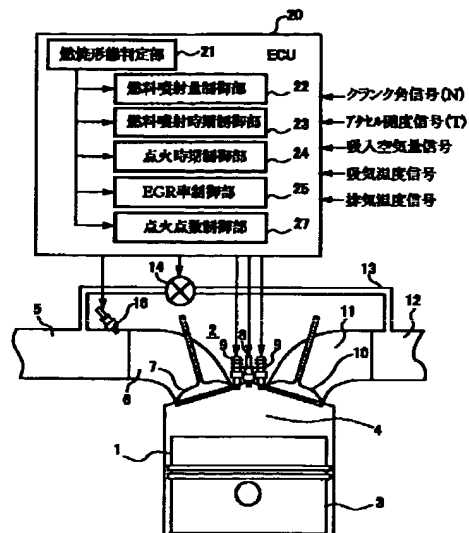
【図16】



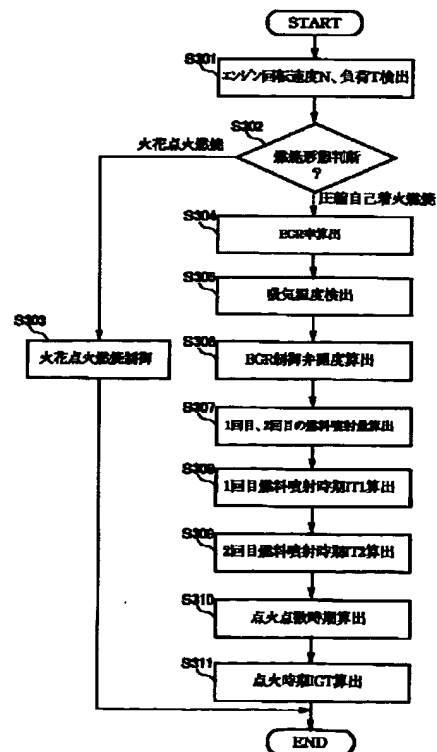
【図17】



【図18】



【図20】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テーマコード(参考)
F 0 2 D	41/02	3 5 1	F 0 2 D 41/02 3 5 1
	41/04	3 5 5	41/04 3 5 5
		3 7 5	3 7 5
	41/38		41/38 B
	45/00	3 1 2	45/00 3 1 2 H
			3 1 2 N
F 0 2 P	5/15		F 0 2 P 15/02
	15/02		15/08 3 0 1 F
	15/08	3 0 1	5/15 B

(72)発明者 漆原 友則  
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
 自動車株式会社内

F ターム(参考) 3G019 AA07 AB01 AB02 AB03 AC05  
 AC06 BB15 GA01 GA09 GA12  
 GA13  
 3G022 AA06 AA08 CA05 CA09 EA01  
 EA02 GA01 GA06 GA08 GA10  
 GA11  
 3G084 AA04 BA09 BA11 BA13 BA15  
 BA16 BA17 BA21 CA04 CA06  
 CA09 DA02 DA10 DA28 DA38  
 EB09 EC01 EC03 FA02 FA07  
 FA10 FA27 FA38  
 3G092 AA01 AA06 AA09 AA10 BA04  
 BA08 BA09 BB12 BB13 DC06  
 EA01 EA02 EA03 EA04 EC10  
 FA15 FA16 FA17 FA24 GA03  
 GA11 GA16 HA01Z HA04Z  
 HD01Z HE03Z HF08Z  
 3G301 HA01 HA04 HA15 HA17 JA02  
 JA21 JA22 JA25 KA06 KA11  
 KA23 LA05 LB04 MA01 MA11  
 MA18 MA23 MA27 NC04 NE01  
 NE06 NE11 NE12 PA01Z  
 PA10Z PD11Z PF03Z

PAT-NO: JP02003049691A  
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2003049691 A  
TITLE: CONTROL SYSTEM FOR SELF-IGNITION  
TYPE ENGINE  
PUBN-DATE: February 21, 2003

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
YAMAGUCHI, KOICHI	N/A
HIRATANI, KOJI	N/A
URUSHIBARA, TOMONORI	N/A

INT-CL (IPC): F02D043/00, F02D013/02 , F02D041/02 ,  
F02D041/04 , F02D041/38  
                    , F02D045/00 , F02P005/15 , F02P015/02 ,  
F02P015/08

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve fuel economy and reduce NOx by enlarging a compressed self-ignition combustion operation range while avoiding knocking and unstable combustion.

SOLUTION: A direct injection type fuel injection valve 8 is used to execute the second fuel injection during a compression stroke and the first fuel injection terminating before it. A spark plug 9 sparks off a mixture generated by the second fuel injection to form the first stage spark ignition combustion, and a temperature and pressure increase under the combustion causes a surrounding mixture to develop compressed self-ignition to form the second stage combustion. A ratio of the second fuel injection is increased and the injection timing thereof is advanced with increasing speed and decreasing load,

with the result that a calorific value of the spark  
ignition combustion of the  
mixture formed by the injection is increased to ensure the  
subsequent  
compressed self-ignition combustion and to control the  
timing of the compressed  
self-ignition combustion appropriately.

COPYRIGHT: (C)2003,JPO

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (2):

SOLUTION: A direct injection type fuel injection valve 8  
is used to execute  
the second fuel injection during a compression stroke and  
the first fuel  
injection terminating before it. A spark plug 9 sparks off  
a mixture generated  
by the second fuel injection to form the first stage spark  
ignition combustion,  
and a temperature and pressure increase under the  
combustion causes a  
surrounding mixture to develop compressed self-ignition to  
form the second  
stage combustion. A ratio of the second fuel injection is  
increased and the  
injection timing thereof is advanced with increasing speed  
and decreasing load,  
with the result that a calorific value of the spark  
ignition combustion of the  
mixture formed by the injection is increased to ensure the  
subsequent  
compressed self-ignition combustion and to control the  
timing of the compressed  
self-ignition combustion appropriately.